

## Список літератури

1. Саати Т.Л. Элементы теории массового обслуживания и ее приложения/Под ред. И.Н.Коваленко- М: Сов.радио, 1971- 520с
2. Клейнрок Л. Вычислительные системы с очередями/Под ред. Б.С. Цыбакова. – М.: Мир, 1979. – 600 с.
3. Роботко С.Ф. Анализ протокола маршрутизации в ВС с конечными объемами буферной памяти//Всес.семинар «Оптимизация сложных систем».Тез. доклада, секция I.- Винница, 1983. С.132-133.
4. Лишинский Л.Ю. Структурный и параметрический синтез гибких производственных систем - М: Машиностроение, 1990- 312
5. Іскович-Лотоцький Р.Д., Веселовська Н.Р. Система підтримки прийняття рішень при проектуванні процесів обробки на технологічному обладнанні ТДТУ ім.Івана Пулюя, Вісник Тернопільського державного технічного університету- №2–Том 10- 2005– 61-67
6. В.Б.Струтинський, Н.Р.Веселовська. Технологія моделювання динамічних процесів та систем. Монографія.- Вінниця:О.Власюк, 2007.-466с.Іл.:272.Табл.:4.Бібліогр.115 назв.
7. Веселовська Н.Р., Струтинський В.Б., Зелінська О.В. Перспективи розвитку гнучких комп'ютерно-інтегрованих виробничих систем “Наукові нотатки”: Міжвузівський збірник (за напрямом “Інженерна механіка”), Луцьк: Луцький державний технічний університет.-Випуск № 25, частина 1.- 2009.-С.53-64.

УДК 531.391+539.4:622.673

С.Є. Блохін д-р техн.наук, Д.Л. Колосов канд.техн.наук  
Національний гірничий університет, м.Київ, Україна

## НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН ПЛОСКОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА В ПРИЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

*Рассмотрены вопросы, связанные с особенностями конструкции прицепных устройств, приемлемых для плоских резинотросовых тяговых органов; исследована математическая модель напряженного состояния резинотросового каната в прицепном устройстве.*

*The article deals with issues, related to the features of the construction of connecting appliances, suitable for flat rubber-lined ropes; a mathematical model of the stress-deformed state of rubber-lined rope in the connecting appliance is investigated.*

**Актуальність роботи.** Найбільш істотними технічними параметрами для розрахунку параметрів і конструкцій гумотросових канатів для шахтних підймальних установок є надійність та підвищений термін експлуатації, а також економічний ефект від їх впровадження. Внаслідок цього робота, присвячена встановленню умов взаємодії каната з елементами машини, розробці вимог та методу розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) гумотросового каната шахтної підйимальної машини на ділянках, де мають місце значні контактні та зсувні напруження циклічного характеру та великі деформації гуми, є актуальною.

**Сучасний стан питання.** Причіпні пристрої забезпечують з'єднання каната, включаючи і головного, із посудиною. Таке функціональне призначення пристрою, його розташування в єдиній системі підвішування вантажу накладає на причіпні пристрої особливі умови по його міцності і надійності. Проведені раніше дослідження [1] присвячені розробці нової математичної моделі і дослідженню напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната на барабані шахтної підйимальної машини. Були встановлені закономірності розподілу напружень у канаті при його згині на ведучому шківі тертя шахтної підйимальної машини й у періоди її зупинення (без урахування сил тертя); обґрунтовані конструктивні параметри оболонки канатів. Подальше дослідження напруженого стану каната в причіпних пристроях необхідно для обґрунтування норм експлуатації канатів.

**Мета досліджень** – розробка теорії та методу розрахунку напруженого стану каната в причіпних пристроях вантажних посудин для підвищення термінів експлуатації канатів великої одиничної довжини.

Для досягнення вказаної мети розв'язуються наступні наукові завдання:

1. Обґрунтування методу розрахунку напружено-деформованого стану гумотросових підйомних та тягових канатів на ділянках їх взаємодії з причіпними пристроями посудин для застосування їх як головних на шахтних підйимальних машинах.

2. Створення математичної моделі напружено-деформованого стану гумотросового каната в місці приєднання до підйимальної посудини підйимальної машини.

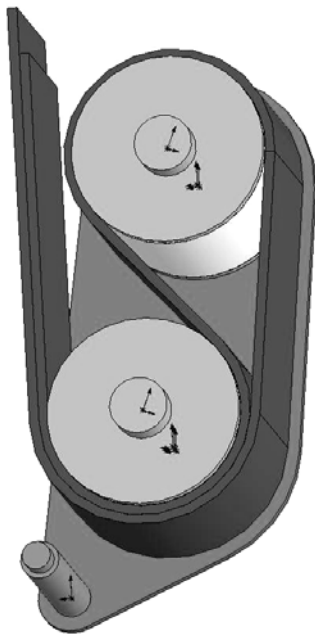


Рис. 1. Пристрій запанцерування плоского каната (зі знятою бічною пластиною)

помноженням на поточний кут. Вигин каната на барабані обумовлює його тиск на барабан розподіленим зусиллям  $q$ . Притиснення каната до барабана призводить до появи розподіленої сили тертя  $\tau$ . Зусилля натягу  $P_0$  гілок каната рівні між собою, тому що врівноважуються обвідним барабаном. Сума сил у гілках каната дорівнює робочому навантаженню каната  $P_1 + P_2 = P$ . Величина сили тертя істотно впливає на перерозподіл сил. Тому при дослідженнях варіювали в межах двох крайніх випадків: дотичне зусилля дорівнює нулеві, інтеграл дотичних зусиль по поверхні тертя дорівнює зовнішньому навантаженню. У загальному випадку розподіл сил може залежати від напрямку сили тертя. Напрямок сили тертя може змінитися у випадку появи слабини в канаті, наприклад, під час стоянки машини. У цьому випадку натяг неробочої гілки може перевершити натяг у робочій. У свою чергу такий розподіл сил призведе до зростання сил зсуву неробочої гілки щодо робочої. Для виключення проковзування каната в жимках необхідне збільшення вихідного зусилля затиснення.

Рішення поставленої задачі здійснювалося з використанням методів комп'ютерного скінченно-елементного моделювання в середовищі універсального пакета COSMOSWorks, інтегрованого в CAD-систему SolidWorks [3]. На барабані вирізували дугову ділянку каната, визначували центральним кутом 5-6 градусів. Діаметр основного барабана при проведенні розрахунків змінювали в широкому діапазоні і досліджували напружено-деформований стан гумової матриці. Таким чином, діаметр барабана перевірявся на умову забезпечення міцності гумової оболонки каната; товщина гумової оболонки приймалася також із умови її міцності.

Приймалися наступні умови закріплення тросів і завдання зовнішнього навантаження відповідно до розрахункової схеми [4]:

- троси з обох кінців гілок каната навантажені зусиллями, які визначаються відповідно до рівняння Ейлера;
- на контакті стрічок прикладена сила тертя, що визначається залежно від тиску стрічок одна на одну;
- нижня поверхня стрічки на барабані закріплена наступним чином: радіальні і бічні переміщення заборонені, а переміщення по барабану (уздовж тросів) дозволені;
- прикладена зовнішня сила, спрямована по дотичній до поверхні каната. Ця сила моделює сили взаємодії нижньої гілки каната з барабаном.

Скінченно-елементна модель такої взаємодії і результати математичного моделювання наведені на рис. 3-4.

На основі аналізу отриманих результатів був досліджений вплив товщини гумової оболонки каната і радіуса основного барабана на зусилля в гілках каната на ділянках між основним і обвідним барабанами причіпного пристрою. При цьому для одержання результатів у загальному вигляді, прийняли наступні залежності для товщини гумового прошарку і довжини контакту барабана і каната  $L$

3. Дослідження впливу товщини гумової обкладинки на розподіл напружень в канаті на ділянці взаємодії каната з причіпним пристроєм посудини підіймальної машини та визначення мінімальної товщини обкладинки з умови міцності на цій ділянці.

**Основний зміст роботи.** Для підвішування посудини до плоского тягового органа в підіймальних машинах можуть використовуватися різні по конструкції причіпні пристрої. Розглянемо схему запанцерування [2] (рис. 1), відповідно до якої канат обгинає основний (нижній) і обвідний (верхній) барабани; між основним барабаном і канатом діє сила тертя. Таким чином, зусилля від каната до посудини передається робочою і неробочою гілками, а також силами тертя по барабану.

Наявність сили тертя зменшує натяг у неробочій гілці каната, отже при цьому потрібне менше зусилля притиснення неробочої гілки каната до робочої. Зазначена схема взаємодії каната з барабаном забезпечує перевищення зусилля в робочій гілці над натягом холостої. І ця умова в процесі експлуатації підвісного пристрою повинна постійно виконуватися. З цією метою обвідний барабан приєднаний шарнірно, що забезпечує зрівноважування натягу неробочої і робочої гілок, отже зусилля в неробочій гілці буде меншим, ніж половина зусилля в робочій гілці каната. Величини напружень будуть залежати від радіусів барабанів і зусиль натягу каната в місцях їх взаємодії. Таким чином, навантаження, які передаються канатом, є вихідними даними при проектуванні причіпних пристроїв. Отже, допустимий напружений стан каната варто формувати тільки діаметрами барабанів. З урахуванням викладеного, прийmemo наступну схему навантаження гілок каната на основному барабані (рис. 2). Уведемо циліндричну систему координат. Початок осі  $x$  помістимо в перетин початку контакту каната з барабаном, як показано на рисунку. При цьому поточне значення  $x$  буде визначатися радіусом барабана (збільшеним на товщину каната),

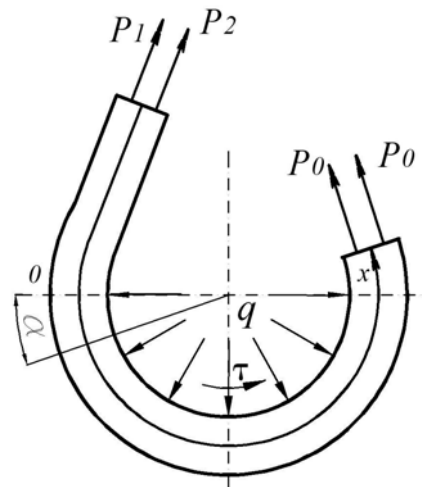


Рис. 2. Розрахункова схема навантаження каната на барабані причіпного пристрою

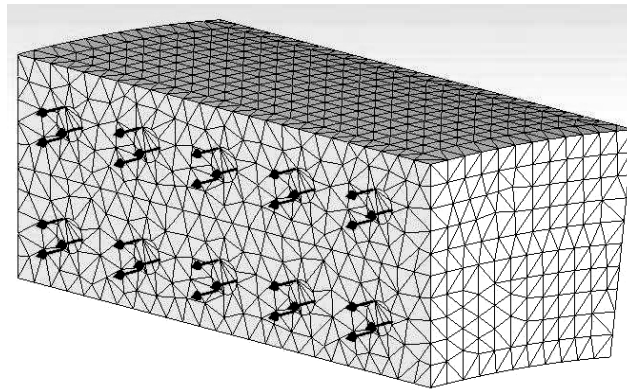


Рис. 3. Скінченно-елементна модель плоского каната

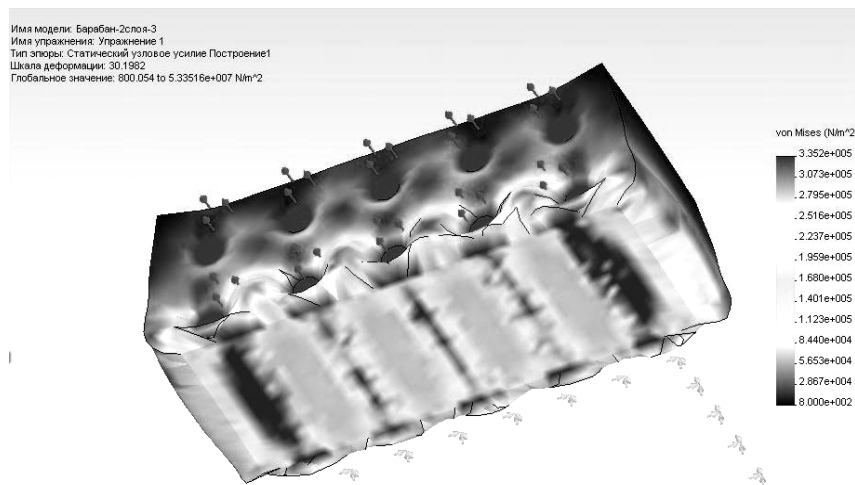


Рис. 4. Графік еквівалентних напружень по Мізесу

$$h = (n+1)d, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots;$$

$$L = 10\pi(i+1)d, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots,$$

де  $d$ ,  $h$  – діаметр троса і відстань між тросами в отриманій двошаровій конструкції

З графіка (рис. 5.) видно, що збільшення товщини каната істотно знижує зусилля в тросах каната на розглянутій ділянці. Тоді як збільшення довжини контакту при малій товщині гумової оболонки несуттєво впливає на це зусилля. Максимальний натяг практично не перевищує 15% від робочого зусилля  $P$ . На таке зусилля необхідно розраховувати обвідний барабан пристрою запанцерування за умови відсутності ковзання каната по барабану і відносному ковзанні шарів. Отже, інтеграл сил тертя по дузі контакту в загальному випадку дорівнює 85-100% $P$ . У випадку умовного мінімального зусилля зчеплення між шарами виникає розподілена змінна на дузі контакту

$\alpha$  сила тертя  $p_1 = P \frac{e^{f_0(\alpha_k - \alpha) - f_1 \alpha_k}}{2}$  з початком у перетині початку дуги контакту каната з барабаном.

З аналізу можна зробити також ряд висновків. Так, дальня від барабана гілка каната характеризується наступними особливостями навантаження:

а) вона навантажена тільки зусиллями розтягу;

б) у перетині  $\alpha = 0$  (у перетині набігання на барабан) вона

навантажена зусиллям  $p_1 = P \frac{e^{(f_0 - f_1)\alpha_k}}{2}$ , що залежно від

співвідношення коефіцієнтів тертя може бути і більшим і меншим 0,5 $P$ ;

в) у перетинах  $\alpha \geq \alpha_k$  вона навантажена зусиллям розтягання вдвічі меншим у порівнянні з зусиллями, визначеними за законом Ейлера. Це обумовлено наявністю обвідного барабана в конструкції причіпного пристрою, коли в обох гілках діють рівні зусилля натягу.

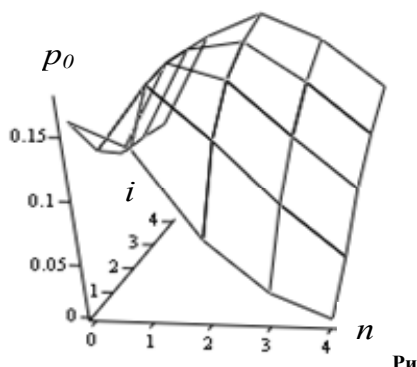


Рис. 5. Залежність зусилля в гілках каната між основним і обвідним барабанами в причіпному пристрої  $p_0$  від товщини гумової оболонки каната і довжини контакту каната з барабаном, виражених відповідно через  $n$  і  $i$

Навантаження гілки, віддаленої від барабана в перетині  $\alpha = 0$  істотно залежить від співвідношення значень коефіцієнтів тертя каната по поверхні його взаємодії з барабаном  $f_0$  і гілок каната при взаємодії між собою  $f_1$ . У ній може діяти зусилля: а) стиску, якщо  $e^{(f_0-f_1)\alpha_k} > 2$ ; б) рівне  $P$ , при  $f_0 = f_1$ ; в) менше, чим  $P$ , якщо  $f_0 < f_1$ .

На підставі отриманих рішень побудовані графіки залежності внутрішніх зусиль у гілках каната при  $f_1 = 0,6$ ,  $\alpha = 0$  і при  $\alpha = \alpha_k$ . На рис. 6 показані залежності для нульової і першої гілки каната, відповідно. Залежність внутрішніх зусиль у гілках каната від кута охоплення барабана канатом і від значення коефіцієнта тертя показані на рис. 7. Графічна залежність побудована при коефіцієнті тертя  $0,1 \leq f_0 \leq 1$  і куті вигину на барабані  $0,1\pi \leq \alpha_k \leq 1,5\pi$ . З аналізу графіків видно, що при значеннях коефіцієнта тертя  $f_0 \leq 0,5$  і  $\alpha_k \leq \pi$  гілки каната навантажені силами розтягання, а зусилля в гілках каната в перетині  $\alpha = \alpha_k$  не перевищують 20% робочого навантаження. Такий характер розподілу сил зберігається і за умови, коли  $f_1 = 1$ , що має місце в реальних конструкціях причіпних пристроїв.

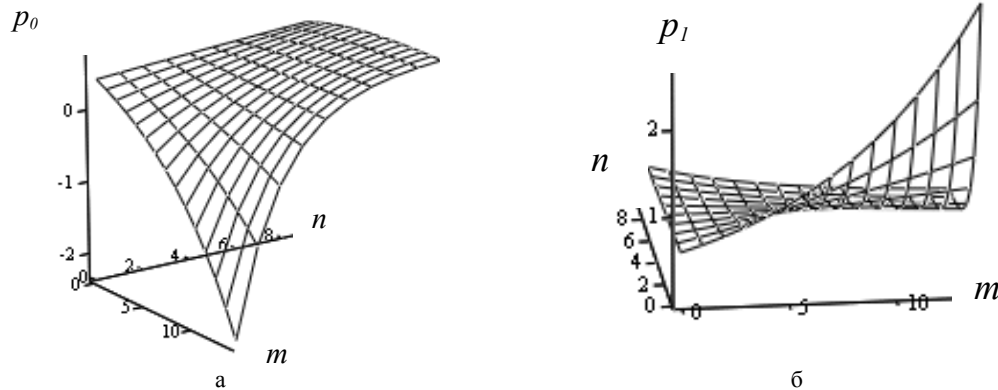


Рис. 6. Залежності внутрішніх зусиль у гілках каната при  $\alpha = 0$  від кута охоплення барабана канатом

$\alpha_k = \frac{(m+1)}{10} \pi$  і від значення коефіцієнта тертя  $f_0 = \frac{(n+1)}{10}$  : а - для гілки, близької до барабана; б - для гілки, віддаленої від барабана

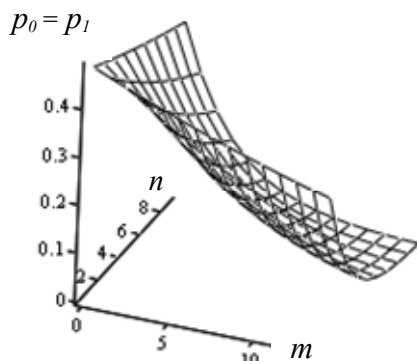


Рис. 7. Залежність внутрішніх зусиль у гілках каната від кута охоплення барабана канатом і значення коефіцієнта тертя

навантаження. Його діаметр варто вибирати з умови навантаження каната зусиллям, рівним 20% робочого навантаження. Переважно, щоб коефіцієнт тертя каната по барабану не був меншим, ніж цей же коефіцієнт для гілок каната.

### Список літератури

1. Колосов Д.Л. Конечнo-элементарная модель плоского резинотросового каната на ведущем шкиве трения // Научный вестник НГУ. – 2007. – №2. – С. 58-60.
2. Патент України № 34230. Підвісний пристрій для плоского каната / Л.В. Колосов, С.І. Чеберячко, Д.Л. Колосов; опубл. 16.06.2003. Бюл. №6.
3. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
4. Блохин С.Е., Колосов А.Л., Колосов Д.Л. Влияние геометрических параметров причепного устройства и механических характеристик каната на его напряженное состояние // Необратимые процессы в природе и технике: Матер. междунар. конф. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – С. 193-195.